



①9 **BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 198 48 960 A 1**

⑳ Aktenzeichen: 198 48 960.9
㉒ Anmeldetag: 23. 10. 1998
㉔ Offenlegungstag: 27. 4. 2000

㉕ Int. Cl.⁷:
B 60 T 8/34
B 60 T 8/32
B 60 T 8/58
B 60 T 8/60
B 60 T 13/68
B 60 K 28/16

DE 198 48 960 A 1

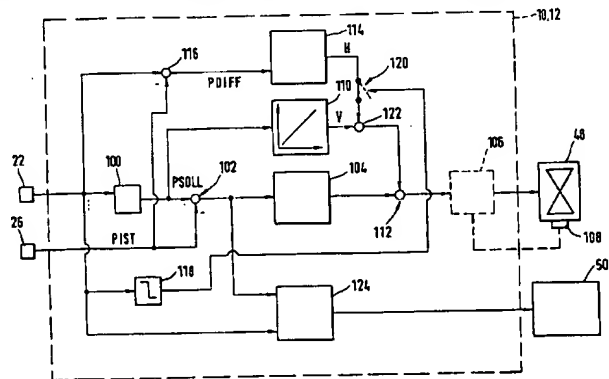
㉗ Anmelder:
Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart, DE

㉘ Erfinder:
Haas, Hardy, 71706 Markgröningen, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

㉙ Verfahren und Vorrichtung zur Steuerung eines Drucksteuerventils, insbesondere einer Bremsanlage

㉚ Es werden ein Verfahren und eine Vorrichtung zur Steuerung eines Drucksteuerventils, insbesondere in einer Bremsanlage, vorgeschlagen, bei welchen beim Übergang von einer die Druckdifferenz über dem Ventil erhöhenden Ansteuerung des Ventils zu einer druckdifferenzreduzierenden Ansteuerung die Ansteuersignalgröße für das Drucksteuerventil mittels einer vorgegebenen Größe korrigiert wird.



DE 198 48 960 A 1

Beschreibung

Stand der Technik

Die Erfindung betrifft ein Verfahren und eine Vorrichtung zur Steuerung eines Drucksteuerventils, insbesondere in einer Bremsanlage.

Elektrisch steuerbare Drucksteuerventile werden in der Technik in vielfacher Verwendung eingesetzt. Ein besonderes Anwendungsgebiet derartiger Drucksteuerventile ist die Bremsanlage eines Kraftfahrzeugs, bei welcher durch Betätigen von Drucksteuerventilen der Druck in den Radbremszylindern des Kraftfahrzeugs gesteuert wird.

Ein Beispiel für eine derartige Steuerung eines Drucksteuerventils ist aus der DE 195 01 760 A1 (US-Patent 5 727 852) bekannt. Dort wird eine hydraulische Bremsanlage beschrieben, bei welcher der Zusammenhang zwischen der Betätigungskraft des Bremspedals durch den Fahrer und den in den Radbremszylindern eingesteuerten Drücken, das heißt die Bremskraftverstärkung, durch Steuerung wenigstens eines Drucksteuerventils verändert wird. Dabei wird über dieses Drucksteuerventil in wenigstens einer Radbremse Druck aufgebaut, gehalten oder abgebaut. Zur Unterstützung des Druckaufbaus und/oder des Druckabbaus ist neben der Ventilsteuerung im gezeigten Ausführungsbeispiel wenigstens eine steuerbare Pumpe vorgesehen, welche den für einen Druckaufbaunotwendigen Bremsdruck für die Radbremsen, der über den vom Fahrer vorgegebenen Bremsdruck hinausgeht, bereitstellt bzw. beim Druckabbau Druckmittel aus wenigstens einem Radbremszylinder absaugt. Die Steuerung des Drucksteuerventils erfolgt dabei im Rahmen eines Druckregelkreises, bei welchem ein vorgegebener Sollwert mit einem im Bereich wenigstens einer Radbremse gemessenen Druck verglichen und ein Ansteuersignal entsprechend der Abweichung zwischen dem Soll- und dem gemessenen Istwert zur Ansteuerung des Ventils gebildet wird.

Ein weiteres Verfahren bzw. eine weitere Vorrichtung zur Steuerung eines Druckregelventils in einer Bremsanlage ist aus der DE 196 54 427 A1 bekannt. Dort wird zur Steuerung des Drucks in wenigstens einer Radbremse im Rahmen eines Druckregelkreises wenigstens ein Schaltventil derart angesteuert, daß das Ventil ein Proportionalverhalten zeigt. Dabei ist ein Druckregler vorgesehen, welcher ein pulsweitenmoduliertes Ansteuersignal für das Ventil oder einen Stromsollwert für den durch die Ventilwicklung fließenden Strom in Abhängigkeit der Abweichung des im Bereich einer Radbremse gemessenen Drucks von einem vorgegebenen Sollwert bildet. Der Öffnungsquerschnitt des Ventils und damit der über das Ventil fließende Volumenstrom stellt sich entsprechend der Ansteuersignalgröße ein. Zur Unterstützung des Reglers und zur Verbesserung der Regelfunktion ist eine Vorsteuerung vorgesehen, welche dem Reglerausgangssignal zur Bildung der Ansteuersignalgröße eine Vorsteuergröße beaufschlagt, die unter Berücksichtigung der zu erwartenden Druckdifferenz über dem Ventil gebildet wird und die im Idealfall das Ventil ohne Reglereingriff im Sinne des Sollwertes steuert.

Es hat sich gezeigt, daß bei derartigen Regelkonzepten insbesondere dann, wenn hohe Anforderungen an die Regelgüte gestellt werden, situationsabhängig größere Abweichungen durch die Vorsteuerung auftreten. Dies bedeutet, daß das Ventil nicht mehr exakt im Sinne des Sollwertes betätigt wird und die entstehende Abweichung vom Regler ausgeregelt werden muß. Diese Auswirkungen treten auch dann auf, wenn der Istwert nicht gemessen, sondern beispielsweise auf der Basis des Ventilansteuersignals geschätzt wird, und das Ventil im Rahmen einer Steuerung

ohne Rückführung der gemessenen Regelgröße betätigt wird, was im folgenden der Einfachheit halber auch als Regelung bezeichnet wird. Eine Beeinträchtigung der Güte der Ventilsteuerung und damit des Komforts der Bremsensteuerung ist die Folge.

Es ist Aufgabe der Erfindung, Maßnahmen anzugeben, welche die Regelgüte bzw. den -komfort im Zusammenhang mit der Steuerung eines Druckventils verbessern.

Dies wird durch die kennzeichnenden Merkmale der unabhängigen Patentansprüche erreicht.

Vorteile der Erfindung

Die beschriebene Lösung verbessert die Regelgüte bzw. den -komfort im Zusammenhang mit einer Steuerung eines Druckventils. Dabei werden Abweichungen in der zur Unterstützung vorgesehenen Vorsteuerung kompensiert, so daß der Eingriffbedarf der Regelung selbst minimiert ist.

Besonders vorteilhaft ist, daß bei einer druckabbauenden Steuerung nach einer druckaufbauenden Steuerung des Ventils der Vorsteuerwert situationsbedingt durch wenigstens einen Hysteresewert verändert und auf diese Weise der infolge des Druckdifferenzniveaus am Ventil vorhandene Einflußfaktor auf die Vorsteuerung reduziert wird. Besonders vorteilhaft ist, daß die Größe dieses wenigstens einen Hysteresewerts abhängig vom Wendepunkt von der Druckaufbau- in die Druckabbauphase vorgegeben wird.

Besonders vorteilhaft ist, daß der Wendepunkt nach Maßgabe der Größe des Ansteuersignals für das Drucksteuerventil bestimmt wird.

Vorteilhaft ist, daß bei geregelten Systemen, bei denen ein Reglerausgangssignal auf der Basis eines Sollwertes und eines gemessenen Istwerts gebildet wird, die Regelkreisverstärkung reduziert werden kann. Damit wird die Schwingungsneigung reduziert und der Regelungskomfort noch zusätzlich erhöht.

Bei der Anwendung bei Bremsanlagen wird in vorteilhafter Weise die Pedalrückwirkung bzw. die hydraulischen Pulsationen und Geräusche in der Bremsanlage verbessert, weil wegen des reduzierten Eingriffs des Reglers die beschriebenen Effekte minimiert sind.

Besonders vorteilhafte Wirkungen zeigt die beschriebene Lösung bei Systemen, bei denen keine Regelung im engeren Sinne auf der Basis eines gemessenen Istsignals, sondern auf der Basis eines geschätzten Istsignals stattfindet. Bei derartigen Systemen, bei denen sich die Abweichungen in der Vorsteuerung besonders gravierend auswirken, zeigt sich ein erheblich verbesserter Regelkomfort bzw. eine erheblich verbesserte Regelgüte.

Zeichnung

Die Erfindung wird nachstehend anhand der in der Zeichnung dargestellten Ausführungsformen näher erläutert. Fig. 1 zeigt dabei ein Übersichtschaltbild eines Steuergeräts zur Steuerung eines Drucksteuerventils in einer Bremsanlage.

Fig. 2 zeigt ein Ablaufdiagramm zur Realisierung der erfindungsgemäßen Lösung. In Fig. 3 ist beispielhaft eine Ventilkennlinie dargestellt, anhand derer die Wirkungsweise der beschriebenen Lösung verdeutlicht wird.

Beschreibung von Ausführungsbeispielen

In Fig. 1 ist ein Übersichtsblockschaltbild einer Steuereinheit zur Steuerung einer Bremsanlage dargestellt. Die Steuereinheit 10 umfaßt dabei einen Mikrocomputer 12, eine Eingangsschaltung 14, eine Ausgangsschaltung 16 sowie ein diese Elemente verbindendes Kommunikationssy-

stem 18, über welches Daten ausgetauscht werden. Der Eingangsschaltung 14 werden Eingangsleitungen, in einem Ausführungsbeispiel ein Bussystem, über die der Steuereinheit 10 und insbesondere dem Mikrocomputer 12 die zur Steuerung der Bremsanlagen auszuwertenden Betriebsgrößen zugeführt werden. In Fig. 1 sind die Eingangsleitungen dargestellt, über die die in Verbindung mit der nachfolgend beschriebenen Lösung auszuwertenden Signale übertragen werden. Eine Eingangsleitung 20 verbindet die Steuereinheit 10 mit einer Meßeinrichtung 22, welche eine den Betätigungsgrad des Bremspedals repräsentierende Größe ermittelt. Dabei ist die Meßeinrichtung 22 ein Sensor oder eine Sensoranordnung, welcher die Auslenkung des Pedals und/oder welcher die Betätigungskraft des Pedals erfaßt. Ferner ist in einem Ausführungsbeispiel eine Eingangsleitung 24 vorgesehen, die die Steuereinheit 10 mit einer Meßeinrichtung 26, welche ein den Vordruck in der hydraulischen Bremsanlage, d. h. einen Ausgangsdruck des Hauptbremszylinders repräsentierendes Signal ermittelt. In einem bevorzugten Ausführungsbeispiel sind ferner Eingangsleitungen 28 bis 31 vorgesehen, die die Steuereinheit 10 mit Meßeinrichtungen 32 bis 35 zur Druckerfassung verbinden. Je nach Ausführung sind nur ein Drucksensor pro Bremskreis, der vorzugsweise den Druck in der gemeinsamen Bremsleitung oder in einer Bremsleitung einer Radbremse, den sogenannten Systemdruck, oder ein Drucksensor pro Radbremse vorgesehen, der den Bremsdruck im Bereich einer Radbremse erfaßt. In anderen Ausführungsbeispielen sind keine Drucksensoren vorgesehen, so daß die Eingangsleitungen 28 bis 31 fehlen. Ferner sind Eingangsleitungen 36 bis 40 vorgesehen, welche die Steuereinheit 10 mit Meßeinrichtungen 42 bis 44 verbinden. Diese Meßeinrichtungen erfassen Signale, welche weitere Betriebsgrößen der Bremsanlage und/oder des Fahrzeugs erfassen, die bei der Bremsensteuerung verwendet werden. Diese Größen sind beispielsweise Radgeschwindigkeiten, die an jedem Rad des Fahrzeugs erfaßt werden und die zur Bremsensteuerung ausgewertet werden. Über Ausgangsleitungen 46 betätigt die Steuereinheit 10 die Ventilanordnungen 28, welche den Bremsdruck in wenigstens einer Radbremse steuern. Diese Ventilanordnung 48 umfaßt wenigstens ein Drucksteuerventil, welches zum Druckaufbau und zum Druckabbau in wenigstens einer Radbremse elektrisch betätigt wird. Ferner ist wenigstens eine Pumpe 50 vorgesehen, die über eine Ausgangsleitung 52 betriebszustandsabhängig zum Erzeugen von Bremsdruck und/oder zum Fördern von Druckmittel betätigt wird.

In Bezug auf die Steuerung des Druckregelventils wird in einem bevorzugten Ausführungsbeispiel ein im Mikrocomputer 12 implementierter Regler, welcher in einem bevorzugten Ausführungsbeispiel eine Ansteuersignalgröße zur Ansteuerung des Druckregelventils abhängig von einem vorgegebenen Sollwert und einem gemessenen Istwert bildet, eingesetzt. In einem anderen Ausführungsbeispiel wird das Drucksteuerventil im Rahmen einer Regelung der Bremskraft, des Bremsmoments, etc. angesteuert. Ferner gibt es Ausführungsbeispiele, in denen die Regelgröße nicht meßtechnisch erfaßt, sondern anderen Betriebsgrößen geschätzt wird (z. B. Bremsdruck aus dem Ansteuersignal, Bremsmoment aus Radgeschwindigkeit und Bremsdruck, etc.). Bei einer solchen Steuerung, die im Rahmen der vorliegend beschriebenen Lösung auch als Regelung bezeichnet wird, bildet der Mikrocomputer 12 die Ansteuersignalgröße nach Maßgabe des geschätzten Istwertes sowie des vorgegebenen Sollwertes.

Zur Verbesserung der Regelgüte und des Regelkomforts ist eine Vorsteuerung vorgesehen, die in Abhängigkeit wenigstens des Sollwertes z. B. mittels einer Kennlinie, eines Kennfelds, einer Tabelle oder Berechnungsschritten eine

Grundansteuersignalgröße bildet, die vom Regler im Sinne einer Annäherung des Istwertes an den Sollwert korrigiert wird. Im Idealfall ist diese Grundansteuersignalgröße so vorgegeben, daß kein Eingriff des Regler notwendig ist, d. h. daß der Istwert allein durch die Vorsteuerung auf den Sollwert geführt wird.

Als Regler werden beispielsweise PI- oder PID-Regler eingesetzt. Das vom Regler ausgegebene Signal wird als pulsweitenmoduliertes Signal entweder direkt oder über einen Stromregler an das Ventil geleitet. Der Stromregler, regelt den Strom durch die Ventilwicklung, wobei der Stromsollwert auf der Basis des pulsweitenmodulierten Ausgangssignals des Reglers gebildet wird und der Istwert durch Strommessung am Ventil erfaßt wird. Der Stromregler minimiert die Einflüsse der Ventilspulenteperatur und der Versorgungsspannung auf Regelgüte und Regelkomfort.

Bei Systemen mit hoher Anforderung an die Regelgüte bzw. den Regelkomfort fallen trotz Stromregelung situationsabhängig größere Abweichungen in der Vorsteuerung auf, die dann vom Regler ausgeregelt werden müssen. Dadurch ist ein Regler vorzusehen, der einen relativ großen Stellhub und mit Blick auf die Dynamik der Regelung eine relativ große Kreisverstärkung aufweist. Nachteile in Regelgüte und Regelkomfort bei der Ausregelung dieser Abweichungen sind in Kauf zu nehmen. Bei Systemen ohne Rückführung der Regelgröße wirken sich diese Fehler noch gravierender aus. Es hat sich gezeigt, daß der entscheidende Einflußfaktor für die Vorsteuerungsabweichung das Druckdifferenzniveau am Ventil ist. Bei druckerhöhenden Ansteuerung und anschließender druckreduzierender Ansteuerung des Ventils weist das Ventil eine Hysterese in seiner Kennlinie auf, die vom Druckdifferenzniveau abhängig ist. Dies bedeutet, daß bei Zurücknahme der Ansteuersignalgröße zum Druckabbau eine Totzone vorhanden ist, in der trotz Änderung der Ansteuersignalgröße keine Druckänderung bewirkt wird. Es ist eine größere Hysterese vorhanden, wenn der Wendepunkt, d. h. der Übergang von der druckaufbauenden zur druckabbauenden Ansteuerung, bei höheren Druckdifferenzwerten liegt als bei niedrigeren Werten.

Erfindungsgemäß wird daher vorgeschlagen, eine situationsabhängige Vorsteuerung vorzusehen. Ausgehend von einer Vorsteuerkennlinie für den Druckaufbau, die in einem bevorzugten Ausführungsbeispiel als Geradengleichung beschrieben wird, wird bei druckabbauender Ansteuerung ein Hysteresewert H berücksichtigt. Der Hysteresewert ist dabei eine Funktion der Druckdifferenz über dem Ventil am Wendepunkt, an dem der Übergang von der druckaufbauenden zur druckabbauenden Ansteuerung stattfindet. Die Größe dieser Hysterese wird vorzugsweise aus einer Kennlinie entnommen, deren Werte für die verschiedenen Ventiltypen empirisch ermittelt wird. Durch die Berücksichtigung des Hysteresewertes wirkt sich die Hysterese im Ansteuersignal nicht mehr aus, die Vorsteuerungsabweichung ist reduziert bzw. kompensiert. Daher kann bei geregelten Systemen die Regelkreisverstärkung reduziert werden, was die Schwingungsneigung des Regelkreises ebenfalls reduziert. Der Stellhub des Reglers kann reduziert und die Regelgüte bzw. der Regelkomfort insgesamt erhöht werden. Dabei treten auch Verbesserungen im Bezug auf die Pedalrückwirkung, die hydraulische Pulsationen und die Geräusche auf, die beim Ausregeln der Vorsteuerungsabweichung auftreten würden. Bei Systemen ohne gemessene Regelgröße verringert die Berücksichtigung des situationsabhängigen Hysteresewertes ebenfalls die Güte der Regelung, wobei Ungenauigkeiten in der Schätzung (z. B. der Druckschätzung) verringert werden.

In einem bevorzugten Ausführungsbeispiel ist das gesteuerte Drucksteuerventil Teil einer hydraulischen Bremsan-

lage. Bevorzugt wird die dargestellte Lösung bei der im eingangs genannten Stand der Technik beschriebenen Steuerfunktion eingesetzt, wobei das Drucksteuerventil das sogenannte Umschaltventil ist, welches in der Bremsleitung eines Bremskreises zwischen Hauptbremszylinder und Einlaßventil angeordnet ist. Die beschriebene Lösung ist aber auf alle Drucksteuerventile anwendbar, die in proportionalisierender Weise zum Aufbau und Abbau von Druck betätigt werden.

Ein Ausführungsbeispiel im Rahmen des bevorzugten Ausführungsbeispiels ist als Ablaufdiagramm in Fig. 2 dargestellt. Dieses skizziert ein Programm des Mikrocomputers 12, welches die im eingangs genannten Stand der Technik beschriebene Funktion unter Berücksichtigung der oben dargestellten Lösung darstellt.

Das in Fig. 2 dargestellte bevorzugte Ausführungsbeispiel betrifft eine hydraulische Bremsanlage, wie sie aus dem eingangs genannten Stand der Technik bekannt ist, bei der für beide Bremskreise im Rahmen einer Druckregelung die Bremskraftverstärkung durch Steuerung einer dem jeweiligen Bremskreis zugeordneten Ventilanordnung sowie wenigstens einer dem jeweiligen Bremskreis zugeordneten Pumpe gesteuert wird.

Im bevorzugten Ausführungsbeispiel wird zum Aufbau von Bremsdruck in den Radbremsen über die Fahrervorgabe hinaus für jeden Bremskreis die jeweilige Rückförderpumpe aktiviert, die zwischen Pumpe und Hauptbremszylinder angeordneten Ansaugventile geöffnet. Um den eingestellten Bremsdruck in den Radbremszylindern zu halten, werden bei diesem Ausführungsbeispiel die Pumpenmotoren abgeschaltet und die Ansaugventile geschlossen gehalten. Für einen Druckabbau werden die Pumpenmotoren entweder abgeschaltet oder zum Fördern von Druckmittel eingeschaltet, während das Ansaugventil geschlossen wird. Die Ansteuersignalgröße für die Rückförderpumpe, insbesondere ein pulsweitenmoduliertes Steuersignal, wird in einem Ausführungsbeispiel abhängig vom Fahrerbremswunsch bestimmt. Das Umschaltventil wird in allen Betriebsphasen im Rahmen der Regelung angesteuert, wobei sich eine von der Regelabweichung bzw. dem Vorsteuerwert abhängige Druckdifferenz über dem Ventil einstellt, die den Istwert in der Nähe des Sollwerts führt bzw. hält. Die für jede Radbremse vorgesehenen Einlaßventile sind immer geöffnet, während die Auslaßventile bei der ersten Variante geschlossen, bei der zweiten Variante, bei welcher die Pumpen fördern, zum Druckabbau geöffnet werden.

Fig. 2 stellt ein Ablaufdiagramm zur Realisierung der oben geschilderten Vorgehensweise dar, welches im Mikrocomputer 12 der Steuereinheit 10 abläuft. Von der Meßeinrichtung 22 wird eine den Betätigungsgrad des Bremspedals repräsentierende Größe zugeführt. Bei dieser Größe handelt es sich um wenigstens ein Signal, welches die Auslenkung des Bremspedals, die Betätigungskraft des Bremspedals und/oder den am Ausgang des Hauptbremszylinders anstehenden Druck darstellt. Das den Betätigungsgrad repräsentierende Signal wird beispielsweise mittels einer Kennlinie und/oder eines Kennfeldes, gegebenenfalls unter Berücksichtigung weiterer Betriebsgrößen, in einen Sollwert PSOLL umgesetzt, welcher im bevorzugten Ausführungsbeispiel einen Drucksollwert für den Druck in dem jeweiligen Bremskreis repräsentiert. Die anderen Betriebsgrößen, die zusätzlich zur Bildung des Sollwerts herangezogen werden können, sind beispielsweise der Gradient des Bremspedalbetätigungsgrades, die Fahrzeuggeschwindigkeit, eine das Fahrverhalten des Fahrzeug repräsentierende Größe, etc. Von der Meßeinrichtung 26 wird ein Signal PIST zugeführt, die Istgröße des Regelkreises repräsentiert, z. B. den im Bremskreis herrschenden aktuellen Systemdruck. Das Ist-

und das Sollsignal werden zur Bildung der Regelabweichung in der Verknüpfungsstelle 102 miteinander verknüpft, wobei die Abweichung der beiden Werte voneinander dem Regler 104 zugeführt wird. Bei diesem Regler handelt es sich im bevorzugten Ausführungsbeispiel um einen herkömmlichen Regler mit Proportional- und Integral- sowie gegebenenfalls Differentialanteil. Dieser Regler bildet abhängig von der Regelabweichung eine Ausgangsgröße, welche zur Ansteuerung der Ventilanordnung 58 in Abhängigkeit der Abweichung zwischen Soll- und Istwert dient.

In bevorzugten Ausführungsbeispielen wird das aus dem eingangs genannten Stand der Technik bekannte Umschaltventil proportionalisiert angesteuert, das heißt es wird mit einem pulsweitenmodulierten Signal oder einem daraus über einen Stromregler abgeleiteten Signal angesteuert. Dieses Signal bewirkt einen bestimmten Differenzdruck über dem Ventil, wobei sich am Ventil ein Gleichgewicht aus magnetischer Kraft, rückstellender Federkraft und Druckkraft einstellt (vgl. Ventilkennlinie nach Fig. 3). Das Umschaltventil ist ohne Ansteuerung geöffnet. Mit größer werdender Ansteuersignalgröße wird die eingestellte Druckdifferenz über dem Ventil größer, d. h. daß das Ventil prinzipiell schließt, mit kleiner werdender Ansteuersignalgröße wird die eingestellte Druckdifferenz über dem Ventil kleiner, d. h. daß das Ventil prinzipiell öffnet. In einem bevorzugten Ausführungsbeispiel wird dieses pulsweitenmodulierte Ansteuersignal einem Stromregler 106 zugeführt, dem ferner eine Istgröße für den durch die Ventilschleife fließenden Strom zugeführt wird. Die letztere Größe wird in der Meßeinrichtung 108 erfaßt und zum Regler 106 geführt. Das pulsweitenmodulierte Signal wird in einen Sollstrom umgesetzt (z. B. durch Filterung), welcher im Rahmen der Regelung eingeregelt wird. Auf diese Weise werden Einflüsse von Ventilschleifen-temperaturen und Versorgungsspannungsschwankungen minimiert.

Zur Verbesserung der Regeleigenschaften und/oder der Regelgüte ist ferner eine Vorsteuerung 110 des Reglers 104 vorgesehen. Diese besteht im wesentlichen aus einer Kennlinie, beispielsweise einer Geraden, welche in Abhängigkeit der Eingangssignale einen Vorsteuerwert V ermittelt. Dieser wird der Regelausgangssignalgröße in der Verknüpfungsstelle 112 aufgeschaltet. Das Eingangssignal der Vorsteuerung 110 ist in einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der Sollwert PSOLL, in dessen Abhängigkeit der Vorsteuerwert V ermittelt wird. In einem anderen Ausführungsbeispiel wird die Druckdifferenz über dem zu steuernden Umschaltventil, das heißt die Differenz zwischen dem erfaßten Vor- druck am Ausgang des Hauptbremszylinders in der Bremsleitung und dem Solldruck als Eingangsgrößen verwendet. Es hat sich nun gezeigt, daß trotz genauer Applizierung dieser Vorsteuerung in einigen Betriebssituationen eine Vorsteuerabweichung auftritt, d. h. eine bedeutende Regelabweichung trotz Vorsteuerung zum Ausgleich durch den Regler bestehen bleibt. Diese Abweichung ist vom Regler auszuregeln, was bezüglich Regelkomfort und Regelgüte Nachteile aufweisen kann. Diese Betriebssituation tritt insbesondere dann auf, wenn nach einer druckerhöhenden Ansteuerung das Ventil druckreduzierend angesteuert wird. Wesentlicher Einflußfaktor für diesen Fehler ist das Druckdifferenzniveau am Ventil. In dieser Situation tritt nämlich in der Ventilkennlinie (vgl. Fig. 3) eine Hysterese auf, die vom Druckdifferenzniveau abhängig ist. Die Auswirkungen der Hysterese zeigen sich darin, daß abhängig vom Druckdifferenzniveau bei Reduzierung der Ventilansteuergröße keine Änderung stattfindet, bis der absteigende Ast der Hysterese erreicht ist.

Ein Beispiel für diese Hysterese ist in Fig. 3 dargestellt. Dort ist die Druckdifferenz PDIFF über dem Ventil auf der

vertikalen, die Ansteuersignalgröße, insbesondere das Tastverhältnis PWM, auf der horizontalen Achse aufgetragen. Dargestellt sind zwei Betriebssituationen, in denen jeweils eine druckdifferenzerhöhende Ansteuerung bis zu einem Wendepunkt W durch Erhöhen des pulsweitenmodulierten Signals vorgenommen wird. Die daran anschließende druckdifferenzreduzierende Ansteuerung führt zu einem Verhalten wie es in Fig. 3 gestrichelt dargestellt ist. Es ergeben sich also abhängig vom Wendepunkt W unterschiedliche Hysteresegrößen H zwischen der Aufbau- und der Abbaukennlinie.

Um den dargestellten unerwünschten Effekt zu beherrschen, ist wie in Fig. 2 dargestellt, die Bildung eines Hysteresewerts H in 114 dargestellt. Dieser Hysteresewert H wird in Abhängigkeit des Druckdifferenzniveaus PDIFF über dem Ventil 48 im Wendepunkt, d. h. der Differenz bzw. dem Verhältnis zwischen Vordruck und Systemdruck (Istdruck) gebildet. Diese Differenz wird in der Verknüpfungsstelle 116 aus den entsprechenden Signalen berechnet und dem Hysteresewertbilder 114 zugeführt. Wird ein Wendepunkt in der Ansteuerung erkannt, wird auf Basis der Druckdifferenz PDIFF aus einer Tabelle oder Kennlinie der Hysteresewert H ausgelesen.

Der Wendepunkt wird in einem bevorzugten Ausführungsbeispiel auf der Basis der Änderung des Betätigungsgrads des Bremspedals z. B. unter Berücksichtigung des Gradienten dieses Signals erkannt. Nimmt der Fahrer das Pedal etwas oder vollständig zurück, wird von einer druckabbauenden Ansteuerung ausgegangen und der Hysteresewert aufgeschaltet. In anderen Ausführungsbeispielen erfolgt dies auf der Basis der Regelabweichung, wobei bei einem Vorzeichenwechsel ein Wechsel von einer druckerhöhenden zu einer druckreduzierenden Ansteuerung ausgegangen wird. Entsprechend wird bei einer Rücknahme des Bremspedals mittels des Schwellenwertschalters 118 für den Gradienten ein Signal ausgegeben. Dieses schließt ein Schaltelement 120, welches zum Aufschalten des Hysteresewerts H auf den Vorsteuerwert V in der Verknüpfungsstelle 122 führt. In einem bevorzugten Ausführungsbeispiel wird der Hysteresewert vom Vorsteuerwert subtrahiert. In einer anderen Ausführungsform wird die Subtraktion des Hysteresewerts von der Summe aus Reglerausgangssignalgröße und Vorsteuerwert vorgenommen, das heißt im Wirkungsfluß nach der Verknüpfungsstelle 112.

Der Hysteresewert H wird im Hysteresebilder 114 auf der Basis einer Kennlinie abhängig von der Eingangsgröße entnommen, die für die verschiedenen Ventilbauarten empirisch ermittelt wurde. Wie im eingangs genannten Stand der Technik wird die Pumpe 50 entsprechend der jeweiligen Betriebssituation angesteuert. Dies erfolgt durch die Pumpensteuerung 124, der als Eingangsgröße die Regelabweichung sowie das Betätigungsgradsignal (Fahrerbremswunsch) oder der Sollwert zugeführt wird. Abhängig von diesen Größen wird ein pulsweitenmoduliertes Signal gebildet, welches eine bedarfsgerechte Steuerung der Pumpe insbesondere ihrer Förderleistung, bewirkt. Dabei wird insbesondere die Pumpe abhängig vom Fahrerbremswunsch angesteuert, wenn Druck an den Radbremsen aufgebaut werden soll. Während des Druckhaltens wird die Pumpe angehalten, beim Druckabbau ebenfalls abhängig vom Fahrerbremswunsch bedarfsgerecht angesteuert. Die jeweilige Betriebssituation wird aus der Größe und dem Vorzeichen der Abweichung abgeleitet.

In Fig. 2 ist ein Ablaufdiagramm für einen Bremskreis dargestellt. In Bezug auf den anderen Bremskreis der Bremsanlage wird ein entsprechendes Ablaufprogramm vorgesehen, welches eine entsprechende Steuerung des anderen Bremskreises repräsentiert.

In einem anderen Ausführungsbeispiel wird der Istdruck nicht gemessen. Vielmehr wird er auf der Basis der Ventilöffnungen und der dadurch entstehenden Volumenströme abgeschätzt. Bei einer derartigen Steuerung zeigen sich die gleichen Schwierigkeiten, da das Prinzip der Ventilsteuerung gleich bleibt. Es wird lediglich die Druckmessung durch die Druckschätzung ersetzt. Insofern ist auch bei einem derartigen Steuersystem das in Fig. 2 dargestellte Ablaufdiagramm mit den entsprechenden Vorteilen anwendbar.

Die Bremswunschvorgabe stammt im beschriebenen Ausführungsbeispiel vom Fahrer, kann aber auch bei einer entsprechenden Ausstattung des Fahrzeugs von Reglern wie einem Fahrdynamikregler, einem Fahrgeschwindigkeitsregler mit Abstandsmessung, etc. stammen.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Steuerung eines Drucksteuerventils, insbesondere in einer Bremsanlage, wobei das Drucksteuerventil im Rahmen einer Regelung mittels eines veränderlichen Ansteuersignals angesteuert wird, wobei die Größe des Ansteuersignals wenigstens abhängig von einer Bremswunschvorgabe ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß in wenigstens einer Betriebssituation, in der nach einer die Druckdifferenz über Ventil erhöhenden Ansteuerung des Ventils zu einer druckdifferenzreduzierenden Ansteuerung des Ventils übergegangen wird, die Ansteuersignalgröße für das Ventil mit einem vorgegebenen Wert korrigiert wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Ansteuersignalgröße im Rahmen einer Regelung abhängig von Soll- und Istdruck beeinflußt wird.
3. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Ansteuersignalgröße abhängig von einer Vorsteuerung gebildet wird, welche wenigstens abhängig auf der Basis eines aus dem Bremswunsch abgeleiteten Vorgabesignals, vorzugsweise auf der Basis der Druckdifferenz über dem Ventil, einen Vorsteuerwert ermittelt.
4. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß bei Auftreten der wenigstens einen Betriebssituation abhängig von einem die dann vorliegende Druckdifferenz über dem Ventil repräsentierenden Größe ein Hysteresewert ermittelt wird, welcher der Ansteuersignalgröße oder dem Vorsteuerwert aufgeschaltet wird.
5. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Drucksteuerventil das Umschaltventil eines Bremskreises einer hydraulischen oder pneumatischen Bremsanlage für ein Kraftfahrzeug darstellt.
6. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Ansteuersignal ein pulsweitenmoduliertes Signal ist, welches zu einer proportionalisierten Betätigung des Drucksteuerventils führt.
7. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Solldruckwert für den Bremskreis nach Maßgabe eines Bremswunsches, der aus der Bremspedalbetätigung abgeleitet ist, erfolgt.
8. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Hysteresewert nach Maßgabe einer Kennlinie ermittelt wird.
9. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Ansteuersignalgröße in Abhängigkeit eines Vorgabewertes und eines

geschätzten Istwertes beeinflußt wird.

10. Vorrichtung zur Steuerung eines Drucksteuerventils, insbesondere in einer Bremsanlage, mit einer Steuereinheit (10) welche ein veränderliches Ansteuersignal zur Ansteuerung des Ventils (48) bildet, wobei die Ansteuersignalgröße wenigstens abhängig von einem Vorgabewert ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuereinheit (10) Erkennungsmittel aufweist, welche in wenigstens einer Betriebssituation, in der nach einer die Druckdifferenz über dem Ventil erhöhenden Ansteuerung des Ventils auf eine druckdifferenzreduzierende Ansteuerung des Ventils übergegangen wird, einen vorgegebenen Wert ermitteln, mit dem die Ansteuersignalgröße korrigiert wird.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

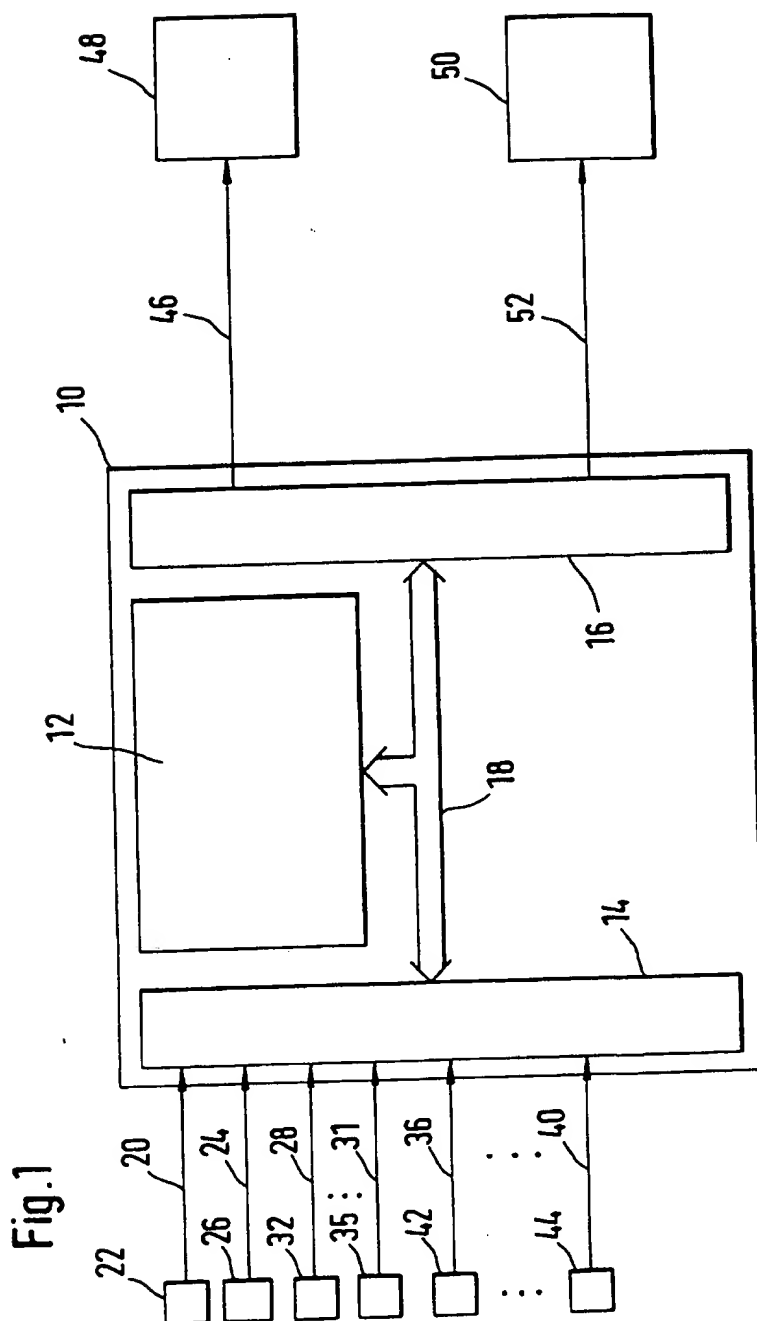


Fig. 2

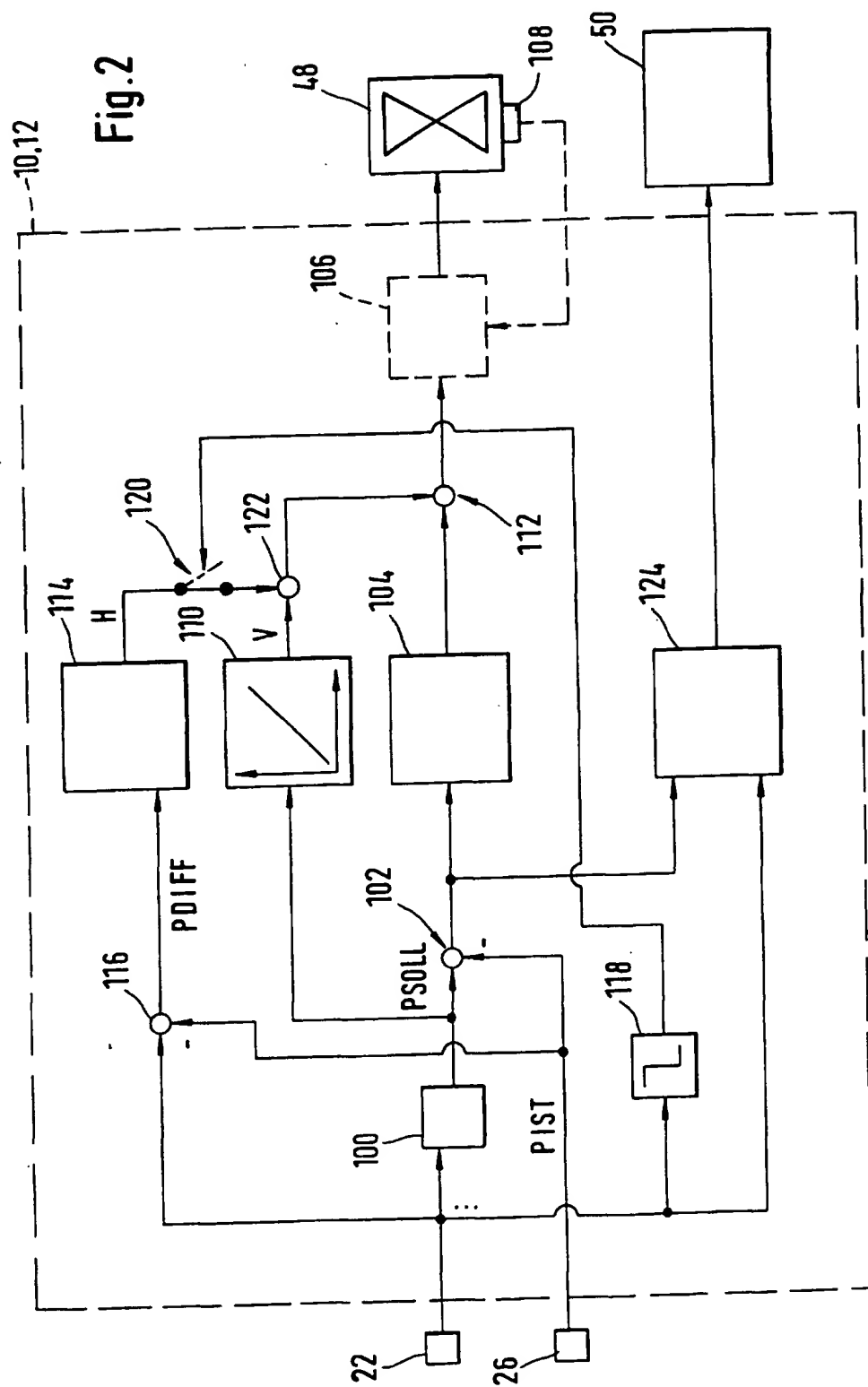
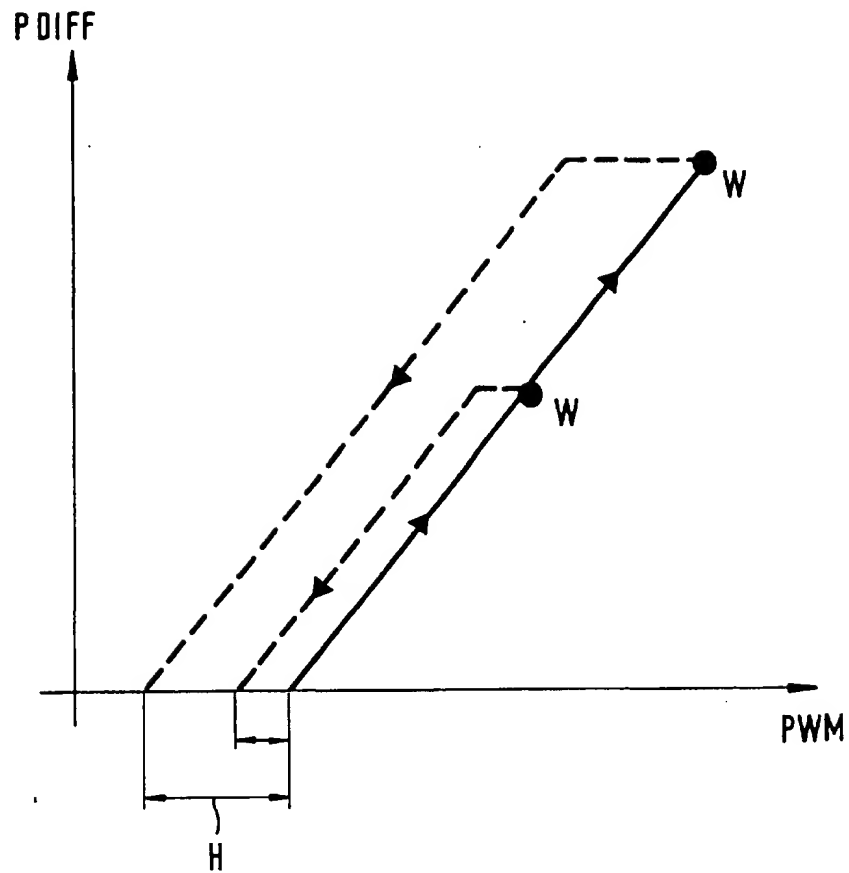


Fig.3



PTO 04-0425

German Patent No. 198 48 960 A1
(Offenlegungsschrift)

METHOD AND APPARATUS FOR CONTROLLING A PRESSURE-CONTROL VALVE,
IN PARTICULAR, OF A BRAKE SYSTEM

Hardy Haas

UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE
WASHINGTON, D.C. NOVEMBER 2003
TRANSLATED BY THE RALPH MCELROY TRANSLATION COMPANY

FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY
GERMAN PATENT OFFICE
PATENT NO. DE 198 48 960 A1
Offenlegungsschrift

Int. Cl. ⁷ :	B 60 T 8/34
	B 60 T 8/32
	B 60 T 8/58
	B 60 T 8/60
	B 60 T 13/68
	B 60 K 28/16
Filing No.:	198 48 960.9
Filing Date:	October 23, 1998
Laid-open to Public Inspection:	April 27, 2000

METHOD AND APPARATUS FOR CONTROLLING A PRESSURE-CONTROL
VALVE, IN PARTICULAR, OF A BRAKE SYSTEM

[Verfahren und Vorrichtung zur Steuerung eines Drucksteuerventils,
insbesondere einer Bremsanlage]

Inventor:	Hardy Haas
Applicant:	Robert Bosch GmbH

The following statements have been taken unedited from the documents submitted by the applicant.

Prior art*

The invention pertains to a method and an apparatus for controlling a pressure-control valve, in particular, of a brake system.

Electrically controllable pressure-control valves are employed for many uses in technology. A special application field of such pressure-control valves is the braking system of a motor vehicle, in which the pressure in braking cylinders of the motor vehicle is controlled by actuating pressure-control valves.

* [No pagination in original document.]

An example of such controlling of a pressure-control valve is known from DE 195 01 760 A1 (US Patent No. 5,727,852). A hydraulic brake system is described there in which the connection between the actuating force of the brake pedal from the driver and the pressures controlled in the brake cylinders, i.e., the brake force distribution, is modified by controlling at least one pressure-control valve. Pressure is built up or reduced there via this pressure-control valve. To boost the pressure buildup and/or pressure reduction, at least one controllable pump is provided in the illustrated embodiment alongside the valve controller; it provides the braking pressure for the wheel brakes that is necessary for a pressure buildup beyond that braking pressure which is specified by the driver or it draws pressure medium out of at least one wheel brake cylinder in case of pressure reduction. Controlling of the pressure-control valve is accomplished within a pressure control loop in which a prescribed target value is compared to a pressure measured on the area of at least one wheel brake, and a drive signal for driving the pressure-control valve is generated corresponding to the deviation between the target value and the measured actual value.

Another method or another apparatus for controlling a pressure-control valve is known from DE 196 54 427 A1. There, at least one switching valve is controlled as part of a pressure-control loop to control the pressure in at least one wheel brake such that the valve exhibits a proportional behavior. A pressure controller is provided which, as a function of the deviation of the pressure measured in the area of a wheel brake from a prescribed target value, forms a pulse width modulated drive signal for the valve or a target value for the current flowing through the valve coil. The opening cross section of the valve, and thus the volume flow passing through the valve, is adjusted according to the magnitude of the drive signal. To support the controller and improve the controlling function, a preliminary controller is provided which applies a preliminary control parameter to the controller output signal to form the drive signal parameter; [the preliminary control parameter] is formed from the expected pressure difference across the valve and controls the valve to the target value without controller intervention in the ideal case.

In such control plans, particularly when heavy demands are placed on control quality, it has turned out that rather large deviations appear due to the preliminary controller. This means that the valve is no longer operated exactly according to the target value and the resulting deviation must be regulated away by the controller. These effects appear particularly when the actual value is not measured but, for instance, estimated on the basis of the valve drive signal and the valve is actuated as part of a control system without feedback of the measured control parameter, the latter being referred to for

simplicity hereinafter as regulation. An impairment of the quality of valve control and thus of the comfort of the brake control system is the result.

The objective of the invention is to specify measures that improve the control quality or comfort in connection with the controlling of a brake valve.

This is achieved by the characterizing features of the independent claims.

Advantages of the invention

The above-described solution improves the quality or comfort of control in regard to a controller of a pressure valve. Deviations in the preliminary controlling provided for support are compensated, so that the need for the controller itself to intervene is minimized.

It is particularly advantageous that, for a control effort of the valve to reduce pressure after one to build up pressure, the preliminary control parameter is reduced according to the situation by at least one hysteresis value and in this way, the influence factor on the preliminary controller due to the level of pressure differential is reduced. It is particularly advantageous that the magnitude of this at least one hysteresis value is specified independently of the turning point from the pressure buildup to the pressure reduction phase.

It is particularly advantageous that the turning point is determined according to the magnitude of the drive signal for the pressure-control valve.

It is advantageous that the control loop amplification can be reduced for regulated systems, in which a controller output signal is formed on the basis of a target value and a measured actual value. Thus, the vibration tendency is reduced and the comfort of control is additionally increased.

For application in brake systems, the pedal backlash or the hydraulic pulsations and noises in the brake system are improved because the effects just described are minimized owing to the reduced intervention of the controller.

The solution as described shows particularly advantageous effects for systems in which there is no regulation in the strict sense, i.e., based on a measured actual value signal, but rather on the basis of an estimated actual value signal. For such systems in which the deviations have a particularly serious effect in the preliminary control system, a considerably improved comfort of control or a considerably improved quality of control is seen.

Drawing

The invention will be explained in greater detail below on the basis of the embodiments illustrated in the drawing. Figure 1 shows an overall schematic diagram of a control unit of controlling a pressure-control valve in a brake system.

Figure 2 shows a process diagram for the implementation of the solution according to the invention. Figure 3 shows for the sake of example a valve characteristic curve on the basis of which the functioning of the above-described solution is illustrated.

Description of embodiments

In Figure 1, an overall schematic diagram of a control unit for controlling a brake system is illustrated. Control unit 10 here comprises a microcomputer 12, an input circuit 14, an output circuit 16 and a communications system 18 connecting these elements and via which data is exchanged. Input lines, in this embodiment, a bus system, via which the operating parameters to be analyzed to control the brake system are supplied to control unit 10 and, in particular, to microcomputer 12, [are connected] to input circuit 14. Figure 1 shows the input lines via which the signals to be analyzed in conjunction with the solution described below are transmitted. One input line 20 connects control unit 10 to a measuring unit 22, which acquires a parameter representing the extent of operation of the brake pedal. Measuring unit 22 in this case is a sensor or sensor arrangement which detects the excursion of the pedal and the operating force on the pedal. Also provided in one embodiment is an input line 24 that [connects] control unit 10 to a measuring unit 26, which acquires a signal representing the preliminary pressure in the hydraulic brake system, i.e., an initial pressure of the master cylinder. In a preferred embodiment, input lines 28-31 are also provided, connecting control unit 10 to measuring units 32-35 for detecting pressure. Depending on the design, there is only one pressure sensor per brake circuit, which preferably detects the pressure in the shared brake line or in a brake line for one wheel, the so-called system pressure, or one pressure sensor per wheel brake may be provided, which detects the brake pressure in the area of a wheel brake. In other embodiments, no pressure sensors are present, so that input lines 28-31 are lacking. Also provided are input lines 36-40 which connect control unit 10 to measuring units 42-44. These measuring units detect signals that acquire additional operating parameters of the brake system and/or the vehicle, which are used in the brake controller. These parameters include, for instance, wheel speeds, which are detected on each wheel of the vehicle and evaluated to controlling the brakes. Via output lines 46, control unit 10 actuates the valve devices 28 that control the brake pressure in at least one wheel brake. This valve device 48 comprises at least one pressure-control valve which is electrically actuated to build up

pressure and reduce pressure in at least one wheel brake. Also provided is at least one pump 50, which is actuated via output line 52 depending on the operational status to generate brake pressure and/or to convey pressure medium.

In regard to the controlling of the pressure-control valve, a regulator which is implemented in microcomputer 12 is used; in a preferred embodiment, it forms a drive signal parameter for driving the pressure-control valve as a function of a predetermined target value and a measured actual value. In another embodiment, the pressure-control valve is driven as part of a regulation of braking force, braking torque, etc. There are also embodiments in which the control parameter is not determined metrologically, but is estimated from other parameters (e.g., brake pressure from the drive signal, braking torque from wheel speed and brake pressure, etc.). For such a control system, also called a regulation in the context of the present invention, microcomputer 12 forms the drive signal parameter according to the estimated actual value and the predetermined target value.

To improve the quality and comfort of control, a preliminary control unit which, as a function of the target value, e.g., by means of a characteristic curve, a characteristic field, a table or computational steps, forms a base drive signal parameter that is used by the regulator in the sense of an approximation of the actual value to the target value. In the ideal case, this base drive signal is specified such that no intervention of the regulator is necessary, i.e., that the actual value is directed to the target value solely by the preliminary control unit.

As regulators, PI or PID regulators are used, for instance. The signal issued by the regulator is fed as a pulse width modulated signal to the valve, either directly or via a current regulator. The current regulator regulates the current passing through the valve coil, the nominal current value being formed on the basis of the pulse width modulated output signal of the regulator and the actual value by measurement of the current at the valve. The current regulator minimizes the influences of valve coil temperature and supply voltage on the quality and comfort of control.

For systems with a high requirement for quality or comfort of control, rather large deviations occur in the preliminary control unit depending on the situation despite current regulation and must be eliminated by the regulator. Therefore a regulator is to be provided which has a relatively large control excursion and, in view of the dynamism of regulation, a relatively large loop amplification. Disadvantages in quality and comfort of control from the elimination of these deviations must be accepted. For systems without feedback of the regulation parameter, these faults have an even more serious effect. It has been shown that the decisive factor of influence for the preliminary control system

deviation is the level of pressure differential at the valve. In case of pressure-increasing driving and subsequent pressure-reducing driving of the valve, the valve has a hysteresis in its characteristic curve which is dependent on the level of pressure differential. This means that, upon reduction of the drive signal parameter to reduce pressure, there is a dead zone, in which no change in pressure is effected despite changing the drive signal parameter. A greater hysteresis is present when the inflection point, i.e., the transition from pressure-increasing to pressure-decreasing driving, lies at higher pressure differential levels than at lower values.

According to the invention, it is therefore proposed to provide a situation-dependent preliminary control. Proceeding from a preliminary control characteristic curve for pressure increase, described in a preferred embodiment as a linear equation, a hysteresis value H is taken into account during pressure-reducing driving. The hysteresis value in this case is a function of the pressure differential across the valve at the inflection point at which the transition from pressure-increasing to pressure-reducing driving takes place. The magnitude of this hysteresis is preferably derived from a characteristic curve, the values of which are empirically determined for various valve models. By virtue of the consideration of the hysteresis value, the hysteresis no longer has an effect in the drive signal and the preliminary control deviation is reduced or compensated. For regulated systems, the control loop amplification can thus be reduced, which also reduces the tendency of the control loop to vibrate. The control excursion of the regulator can be reduced and the quality or comfort of control as a whole is improved. In the process, there are also improvements in regard to the pedal backlash, hydraulic pulsations and noise that would appear when eliminating the preliminary control deviation. For systems without a measured control parameter, the consideration of the situation-dependent hysteresis likewise reduces [sic] the quality and comfort of control, with inaccuracies in the estimation (e.g., the pressure estimate) also being reduced.

In a preferred embodiment, the controlled pressure-control valve is part of a hydraulic brake system. The solution being presented is preferably employed in the control function from prior art as described above, wherein the pressure-control valve is a so-called reversing valve that is placed in the brake line of a brake circuit between the master cylinder and the inlet valve. However, the solution as described can be applied to all pressure-control valves that are actuated in a proportionalizing manner to increase and reduce pressure.

One embodiment within the scope of the preferred embodiment is shown as a process diagram in Figure 2. The latter sketches a program of microcomputer 12 which

represents the function described in the prior art cited above, with consideration of the above-described solution.

The preferred embodiment illustrated in Figure 2 pertains to a hydraulic brake system as is known from the prior art cited above in which the braking force amplification is controlled for both brake circuits as part of pressure regulation by controlling a valve device associated with the respective brake circuit as well as pump associated with the respective brake circuit.

In order to build up brake pressure beyond that provided for the driver in the preferred embodiment, the respective recirculating pump for each brake circuit is activated and the suction valve located between the pump and the master cylinder is opened. To maintain the adjusted brake pressure in the wheel brake cylinders in this embodiment, the pump motors are shut off and the suction valves are closed. For a pressure buildup, the pump motors are either turned off or turned on to convey pressure medium, while the suction valve is closed. The drive signal for the recirculating pump, more particularly, a pulse width modulated control signal, is determined in one embodiment as function of the driver's brake request. The reversing valve is driven as part of the regulation in all operating phases wherein, as a function of the control deviation or the preliminary control value, a pressure differential across the valve arises which leads the actual value to the vicinity of the target value. The inlet valves provided for each wheel brake are always opened, while the outlet valves are closed in the first variant, and opened for pressure reduction in the second variant, in which the pumps are active.

Figure 2 represents a process diagram that runs in microcomputer 12 of control unit 10 for the implementation of the above-described procedure. A parameter representing the actuation level of the brake pedal is supplied by measuring unit 22. This parameter involves at least one signal that represents the excursion of the brake pedal, the actuation force on the brake pedal and/or pressure present at the output of the master cylinder. The signal representing the actuation level is converted by means, for instance, of a characteristic curve and/or field, optionally taking into account other operating parameters, into a target value PSOLL which represents a target value for the pressure in the respective brake circuit in the preferred embodiment. The other operating parameters that can additionally be included to form the target value are, for example, the gradient of the brake pedal actuation level, the vehicle speed, a parameter representing the driving behavior of the vehicle and so on. A signal PIST is supplied from measuring unit 26, representing the actual value of the control loops, i.e., the actual system pressure in the brake circuit. The actual and the target signals are combined at combinatorial point 102 to

form the control deviation, the difference of the two values from one another being supplied to regulator 104. In the preferred embodiment, this regulator is a conventional regulator with proportional and integral components, and optionally with a differential component. Depending on the control deviation, this regulator forms an output parameter which serves to drive valve device 58 as a function of the deviation between target and actual values.

In preferred embodiments, the reversing valve known from the above-cited prior art is driven proportionally, that is to say, it is driven with a pulse width modulated signal or a signal derived therefrom via a current regulator. This signal brings about a defined pressure differential across the valve, an equilibrium of magnetic force, restoring spring force and pressure force being established at the valve (cf. valve characteristic curve according to Figure 3). The reversing valve is open if undriven. With an increasing drive signal parameter, the adjusted pressure differential across the valve becomes large, i.e., the valve closes in principle [sic; possibly "proportionally"]; with a decreasing drive signal parameter, the adjusted pressure differential across the valve becomes smaller, i.e., valve opens in principle. In a preferred embodiment, this pulse width modulated drive signal is supplied to a current regulator 106, to which a target value for the current flowing through the valve coil is also supplied. The latter parameter is directed in measuring unit 108 and fed to regulator 106. The pulse width modulated drive signal is converted into a nominal current (by filtering, for example), which is the object of control in the regulation. In this way, the influences of valve coil temperature and supply voltage fluctuations are minimized.

To improve the control properties and/or the control quality, a preliminary control unit 110 of regulator 104 is provided. It consists essentially of a characteristic curve, a straight line, for instance, which determines a preliminary control value V as a function of the input signals. This is added to the regulator output signal parameter in combinatorial point 112. In a preferred embodiment, the input signal of preliminary control unit 110 is the target value $PSOLL$, as a function of which the preliminary control value V is determined. In another embodiment, the pressure differential across the reversing valve to be controlled, that is, the difference between the detected pressure at the output of the master cylinder and target pressure, is used as the input parameter. It has been shown that despite precise application of this preliminary control, a preliminary control deviation appears in some operating situations, that is to say, a considerable control deviation remains to be compensated by the regulator. It must be eliminated by the regulator, which may have drawbacks in regard to comfort and quality of control. This operating situation occurs particularly when the valve is driven to reduce pressure

after being driven to increase pressure. The essential factor of influence for this error is the pressure differential at the valve. In this situation, a hysteresis appears in the valve characteristic curve (see Figure 3) which is dependent on the level of the pressure differential. The effects of the hysteresis are seen in the fact that, depending on the level of the pressure differential, no change takes place when the valve drive signal parameter is reduced, until the descending branch of the hysteresis is reached.

An example of this hysteresis is shown in Figure 3. There, the pressure differential PDIFF across the valve is plotted on the vertical axis and the drive signal parameter, more particularly, the pulse duty factor PWM is plotted on the horizontal axis. Two different operating situations are shown, in each of which there is driving to increase the pressure differential by raising the pulse width modulated signal until an inflection point W is reached. The subsequent pressure-decreasing driving leads to a behavior as shown in dashes in Figure 3. Thus, different hysteresis values H arise between the increasing and the decreasing characteristic curves, depending on the inflection point W.

To master the illustrated undesired effect, a hysteresis value H is formed at 114 as shown in Figure 2. This hysteresis value H is formed as a function of the pressure differential level PDIFF across valve 48 at the inflection point, i.e., the difference between or the ratio of admission pressure and system pressure (actual pressure). This difference is calculated at combinatorial point 116 from the corresponding signals and supplied to hysteresis value former 114. If an inflection point in the driving is recognized, then the hysteresis value H is read out from a table or characteristic curve based on pressure differential PDIFF.

The inflection point is recognized in a preferred embodiment on the basis of the change of the actuation level of the brake pedal, for example, taking into account the gradient of this signal. If the driver lets up partly or entirely on the pedal, then a pressure-reducing drive is assumed and the hysteresis value is added in. This is done in other embodiments on the basis of the control deviation, with the assumption of a change from pressure-increasing to pressure-reducing driving in case of a reversal of sign. Correspondingly, a signal is output by threshold value switch 118 for the gradient in case of a reversal by the brake pedal. This switch includes a switching element 120 which leads to the addition of the hysteresis value H to the preliminary control value V in combinatorial point 122. In a preferred embodiment, the hysteresis value is subtracted from the preliminary control value. In another embodiment, the hysteresis value is subtracted from the sum of the regulator output signal parameter and the preliminary control value, i.e., downstream of combinatorial point 12 in the flow of action.

The hysteresis value H is derived in hysteresis former 114 as a function of the input parameter on the basis of a characteristic curve that is empirically determined for the different valve models. As in the initially mentioned prior art, pump 50 is driven corresponding to the respective operating situation. This is done by pump controller 124 to which are fed as inputs the control deviation as well as the pedal actuation level signal (driver's braking intention) or the target value. As a function of these parameters, a pulse width modulated signal is formed which brings about controlling of the pump, more particularly, its conveying power, according to need. The pump is driven as a function of the driver's braking intention, particularly, pressure on the wheel brakes is to be built up. While maintaining pressure, the pump is stopped, and is likewise driven as a function of the driver's braking intention while reducing pressure. The respective operating condition is derived from the magnitude and sign of the deviation.

A process diagram for one brake circuit is shown in Figure 2. A corresponding processing program is constructed for the other brake circuit of the brake system, representing a corresponding control unit for the other brake circuit.

In another embodiment, the actual pressure is not measured. Rather, it is estimated on the basis of the valve apertures and the column flows arising therefrom. In such a control unit, the same difficulties appear because the principle of valve control remains the same. Pressure measurement is merely replaced by pressure estimation. In that respect, the process diagram illustrated in Figure 2 can also be applied in such a control system, with the corresponding advantages.

The braking intent indication derives from the driver in the described embodiment, but, given the appropriate equipping of the vehicle, it can also derive from regulators such as a driving dynamics regulator, a travel speed regulator with distance measurement, etc.

Claims

1. Method for controlling a pressure-control valve, in particular in a brake system, wherein the pressure-control valve is driven as part of a regulation by means of a variable drive signal, the magnitude of the drive signal being at least partially a function of a braking intention specification, characterized in that, in at least one operating situation in which there is a transition to a driving of the valve reducing the pressure differential across the valve following a driving of the valve increasing the pressure differential, the drive signal parameter for the valve is corrected by a specified value.

2. Method according to Claim 1, characterized in that the drive signal parameter is influenced as a function of the target and actual pressure in the context of a regulation process.

3. Method according to one of the preceding claims, characterized in that the drive signal parameter is formed as a function of a preliminary control unit which determines a preliminary control value at least on the basis of a specification signal derived from the braking intention, but preferably on the basis of the pressure differential across the valve.

4. Method according to one of the preceding claims, characterized in that, upon the appearance of at least one operating situation, a hysteresis value, which is then applied to the drive signal parameter or the preliminary control value, is determined on the basis of a parameter representing the actual pressure differential across the valve.

5. Method according to one of the preceding claims, characterized in that the pressure-control valve is the reversing valve of a brake circuit of a hydraulic or pneumatic brake system for a motor vehicle.

6. Method according to one of the preceding claims, characterized in that the drive signal is a pulse width modulated signal which leads to a proportioned actuation of the pressure-control valve.

7. Method according to one of the preceding claims, characterized in that the target pressure for the brake circuit is determined according to a braking intention that is derived from the brake pedal actuation.

8. Method according to one of the preceding claims, characterized in that the hysteresis value is determined according to a characteristic curve.

9. Method according to one of the preceding claims, characterized in that the drive signal parameter is influenced as a function of a specified value and an estimated actual value.

10. Apparatus for controlling a pressure-control valve, in particular, in a brake system, with a control unit (10) that forms a variable drive signal for driving valve (48), wherein the drive signal parameter is dependent on at least one specified value, characterized in that control unit (10) comprises identifying means which, in at least one operating situation in which there is a transition to a driving of the valve reducing the pressure differential across the valve following a driving of the valve increasing the pressure differential across the valve, determine a specified value with which the drive signal parameter is corrected.